

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



Deutsche Kl.: 47 h, 45/00

Behördeneigentum

(10)

(11)

(21)

(22)

(43)

(44)

Auslegeschrift 1 625 009

Aktenzeichen: P 16 25 009.2-12 (B 91701)

Anmeldetag: 21. März 1967

Offenlegungstag: —

Auslegetag: 27. Mai 1971

Ausstellungsriorität: —

(30)

Unionspriorität

(32)

Datum: 24. März 1966

(33)

Land: V. St. v. Amerika

(31)

Aktenzeichen: 537126

(54)

Bezeichnung: Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einer dem Wandler vorgeschalteten Lamellen-Reibungskupplung

(61)

Zusatz zu: —

(62)

Ausscheidung aus: —

(71)

Anmelder: Borg-Warner Corp., Chicago, Ill. (V. St. A.)

Vertreter: Negendank, H., Dr.-Ing.; Hauck, H., Dipl.-Ing.; Schmitz, W., Dipl.-Phys.; Patentanwälte, 2000 Hamburg

(72)

Als Erfinder benannt: Murphy, Eugene S., Rockford, Ill. (V. St. A.)

(56)

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DT-AS 1 136 586

US-PS 3 202 018

US-PS 3 235 043

US-PS 3 006 219

US-PS 3 213 988

US-PS 2 453 811

U1'1625009

ORIGINAL INSPECTED

Die Erfindung bezieht sich auf einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einer dem Wandler vorgeschalteten, von einem Stellkolben betätigten Lamellen-Reibungskupplung, deren Stelldruck mittels eines in der Stelldruckleitung angeordneten Abflußdrosselventils einstellbar ist.

Derartige bekannte Wandler mit Trennkupplung ermöglichen es, im Bedarfsfalle die Last vom Antrieb zu trennen. Die Trennkupplung sollte dabei möglichst so angeordnet sein, daß möglichst alle Teile mit hohem Trägheitsmoment von der Ausgangswelle abschaltbar sind, damit sie ohne Verzug und ohne schlagartige Beanspruchungen stillgesetzt werden kann.

Durch die USA-Patentschriften 3 213 988 und 3 235 043 ist es bekannt, die Trennkupplung so in das Wandlergehäuse einzubauen, daß das schwere Wandlergehäuse vom Abtrieb abgekuppelt wird. Hierbei weist die Kupplung allerdings selbst schwere umlaufende Teile auf. Diese schwere Konstruktion wird dabei teilweise dadurch bedingt, daß die Drücke zum Schließen und Öffnen der Kupplung dem Wandler selbst entnommen werden.

Bei einem bekannten Getriebe (deutsche Auslegeschrift 1 136 586), das einerseits über einen Drehmomentenwandler eine erste Ausgangswelle und über eine direkte mechanische Verbindung eine zweite Ausgangswelle antreibt, ist das an jede der beiden Ausgangswellen abgegebene Drehmoment wahlweise aufteilbar, indem z. B. die Schaufeln des Leitkranges des Wandlers verstellt werden. Dieser Vorgang wird durch einen Fliehkraftregler automatisiert.

Weiterhin ist es möglich, das dem Wandler entnommene Drehmoment dadurch zu variieren, daß man die Trennkupplung schlupfen läßt. Man kann sogar erreichen, daß mit einem einzigen Ventil gleichzeitig der Kupplungsschlupf wie auch der Druck im Wandler geregelt wird (USA-Patentschrift 3 202 018). Der Druck zum Betätigen der Kupplung und der Wandlerdruck werden hier nebeneinander geregelt.

Um die nach Öffnen der Trennkupplung mit dem Abtrieb noch umlaufenden Massen möglichst zu verringern, ist es auch bekannt (USA-Patentschrift 2 453 811), eine als Trennkupplung wirkende Lamellen-Reibungskupplung zwischen dem abtriebsseitig angeordneten Pumpenrad und dem Abtrieb so nahe an der Abtriebsachse anzubringen, daß nach dem Entkuppeln nur noch die Laufräder der hydrodynamischen Einheit mit dem Abtrieb mitlaufen. Bei dieser bekannten Anordnung ist eine elektromagnetische Betätigung vorgesehen. Die feuchtigkeitssichere Einführung der Anschlußleitungen für den Elektromagneten erfordert einen erhöhten Aufwand. Eine lastabhängige Betätigung der Kupplung ist nicht vorgesehen.

Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht darin, ein Getriebe der eingangs aufgeführten Gattung zu schaffen, bei dem die Trennkupplung derart angeordnet ist und mittels eines einzigen Steuerkreislaufes derart steuerbar ist, daß willkürlich der Kupplungsschlupf zur Veränderung der vom Wandler übertragenen Leistung eingestellt werden kann und daß gefährliche Belastungen des Getriebes infolge Überlastung der Getriebeausgangswelle durch entsprechende automatische Betätigung der Trennkupplung vermieden ist.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß in bekannter Weise die Reibungskupplung zwischen dem

den Wandler umgebenden Umlaufgehäuse und dem abtriebsseitig angeordneten Pumpenrad nahe der Drehachse angeordnet ist, so daß bei geöffneter Kupplung die Getriebeteile mit großem Trägheitsmoment von der Getriebeausgangswelle getrennt sind, wobei in der Stelldruckleitung zum Drosseln des Stelldrucks zwischen dem einstellbaren Abflußdrosselventil und dem Stellkolben der Reibungskupplung ein automatisches Steuerventil mit einem Steuerkolben vorgesehen ist, dessen Lage bestimmt ist vom Gleichgewicht zwischen einer dem Kupplungsstelldruck proportionalen, an der einen Steuerkolbenfläche wirkenden Kraft und einer dem statischen Wandlerdruck proportionalen, an der Gegenfläche des Steuerkolbens wirksamen Kraft, die von der Kraft einer Feder unterstützt wird.

In vorteilhafter Weiterbildung des Erfindungsgedankens erfolgt der Druckaufbau an der Steuerkolbenfläche verzögert über eine Bohrung des stelldruckseitigen Kolbenteiles des Steuerkolbens.

Nach einem weiteren Erfindungsgedanken weist die Steuernut, die im automatischen Steuerventil am Einlaß der zum Stellkolben führenden Stelldruckleitung angeordnet ist, eine in bezug auf die Steuerkanten des Steuerkolbens schräg verlaufende Steuerkante auf. Hierdurch ist eine progressive Stelldrucksteuerung möglich.

Dabei ist erfindungsgemäß der Stellkolben der Reibungskupplung auf seiner Längsseite vom statischen Druck des Wandlers beaufschlagt.

In einer weiteren Ausbildung des Erfindungsgedankens ist die vom Antriebsaggregat abgegebene Leistung in an sich bekannter Weise auf zwei Abtriebseinrichtungen aufgeteilt, wobei die automatische Steuerung des Stelldruckes für die Reibungskupplung selbsttätig diese Aufteilung vornimmt.

Die mit der Erfindung erzielten Vorteile liegen insbesondere darin, daß in aus der USA-Patentschrift 2 453 811 bekannter Weise die nach dem Öffnen der Trennkupplung mit dem Abtrieb noch umlaufenden Massen ein geringes Trägheitsmoment haben. Dabei wird im Gegensatz zu dieser bekannten Ausführung die Trennkupplung hydraulisch so betätigt, daß sie selbsttätig alle unzulässigen Laständerungen, insbesondere ruckartige Laständerungen auf der Abtriebsseite, von dem Antriebsaggregat fern hält. Der wirksame Stellkolbendruck der Kupplung bei Normalbetrieb ist dabei mit einer eingebauten Druckfeder genau einzustellen. Durch die besondere Gestaltung des Steuerventils ist in vorteilhafter Weise dafür gesorgt, daß die Trennkupplung weich einsetzt und daß sich auch die Regelvorgänge mit weichen Übergängen vollziehen. Von großem Vorteil ist insbesondere auch die Möglichkeit, die Drehmomentenverzweigung auf eine zweite Abtriebseinheit vorzunehmen, da sich hierbei die automatische Lastregelung des Drehmomentenwandlers so auswirkt, daß ein entsprechender Teil des Antriebsmomentes jeweils dem zweiten Aggregat zugeführt wird.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in den Zeichnungen dargestellt.

Fig. 1 ist ein Längsschnitt durch das Getriebe; Fig. 2 zeigt eine hydraulische Steuerschaltung der Trennkupplung;

Fig. 3 ist ein hydraulisches Gesamtschema.

Das Getriebe besteht aus dem Antrieb A, der mit dem umlaufenden Gehäuse 20 des Drehmomentenwandlers verbunden ist, dem Turbinenrad B und

dem Pumpenrad **B-1**. Das Pumpenrad **B-1** kann über die Trennkupplung **C** mit dem umlaufenden Gehäuse des Drehmomentenwandlers und dadurch mit dem Antriebsaggregat verbunden werden. Integraler Bestandteil des Getriebes ist die hydraulische Steuerung **D** der Trennkupplung und des Wandlers.

Das Drehmoment des Antriebsaggregates wird dem Getriebe über das Zahnrad **15** übertragen. Dieses ist mit der Nabe **16** des umlaufenden Gehäuses des Pumpenrades des Wandlers fest verbunden. Ein Kugellager **17**, das in die Bohrung **18 a** der Vorderwand **18** des festen Getriebegehäuses **19** eingesetzt ist, bildet das vordere Lager des umlaufenden Gehäuses **20** des Pumpenteiles des Wandlers. Der hintere Teil **20 b** dieses Gehäuses ist auf der Wellenanordnung **21** im Kugellager **22** gelagert, das in der Hinterwand des festen Gehäuses **19** angebracht ist.

Das Turbinenrad **23** und der Leitschaufelkranz **24** vervollständigen den Drehmomentenwandler zu der üblichen toroidförmigen Kammer **25**. Die Wellenanordnung **21** besteht aus der Antriebswelle **26**. Auf ihr vorderes Ende ist die Nabe **27** des Turbinenrades **23** aufgekeilt. Eine Eindrehung **27 a** dieser Nabe trägt das Kugellager **28**, auf dem sie in der Nabe **16** des umlaufenden Gehäuses **20** läuft. Mit der Antriebswelle **26** ist eine Kupplung **29**, im vorliegenden Fall eine Klauenkupplung, verbunden.

Mit dem festen Gehäuse **19** fest verbunden ist eine Hohlwelle **30**, welche die Wellenanordnung **21** einschließt. Auf dieser Hohlwelle läuft die Nabe **31** des Pumpenrades **B-1** auf zwei Kugellagern **32**. Der hintere Teil **20 b** des umlaufenden Gehäuseteiles des Wandlers trägt bei **33** eine Eindrehung.

Der Leitschaufelkranz **24** hat eine Nabe **34**, die sich mit einem Axialkugellager **35** gegen die Nabe **27** des Turbinenrades und mit einem Axialkugellager **36** gegen die Nabe **31** des Pumpenrades abstützt.

Um die Ringnut **33** bilden zu können, ist das umlaufende Gehäuse **20** mit einer Abstufung **37** versehen. Diese läuft im inneren Teil mit einer Eindrehung abgedichtet auf einer Schulter der Hohlwelle **30**. Die Eindrehung **33** bildet bei **39** die zylindrische Wand einer Ringkammer, deren Boden durch den Boden der Eindrehung **40** gebildet wird. Ein Teil einer über Gehäuse **20** mit dem Antrieb verbundenen Nabe **41** bildet die andere zylindrische Wandung **42** der Ringkammer **43**. In ihr gleitet abgedichtet der Ringkolben **44**. Die ganze Anordnung liegt zentral zur Achse **45** des gesamten Getriebes.

Mit der Nabe **31** des Pumpenrades verbunden ist die äußere Kupplungsschale **46**. Sie ist so ausgebildet, daß sie gegenüber dem umlaufenden Gehäuseteil **20** einen Ringspalt frei läßt, durch den hindurch die im Wandler befindliche Druckflüssigkeit zu der Kupplung Zutritt hat. Diese hat das Bestreben, den Ringkolben **44** nach rechts zu drücken. Außerdem schmiert und kühlst sie das Innere der Ringkammer **43**. Entlang den bei **47** beginnenden Pfeilen kann der Ringkolben **44** von der rechten Seite mit Druckflüssigkeit beaufschlagt werden, die ihn nach links zu drücken versucht.

Mit der äußeren Kupplungsschale **46** sind in bekannter Weise bei **48 a** axial verschiebbar, aber in Umfangsrichtung fest verbunden, die Kupplungslamellen **48**. In gleicher Weise bei **49 a** axial verschiebbar sind auf der Antriebsnabe **41** die Gegenlamellen **49** angeordnet. Der Druck des Kolbens **44** preßt die Kupplungslamellen **48** und **49** zusammen

und gegen den Ring **50**, der sich gegen eine Schulter der Antriebsnabe **41** abstützt.

Der Weg der Druckflüssigkeit zur Betätigung der Kupplung entlang den bei **47** beginnenden Pfeilen wird dadurch vervollständigt, daß mit einer Schraube **51** eine Nabe **52** mit den mit dem Antrieb verbundenen Teilen, Gehäuseteil **20 b** und Nabe **41**, fest verbunden ist, wobei der Gehäuseteil **20 b** Bohrungen **53** trägt, die in die Kammer **43** führen. Dabei bleibt zwischen den Naben **52** und **41** ein Spalt **54**, der mit einer Ringnut der Nabe **38** in Verbindung steht.

Die Nabe **52** trägt gleichzeitig einen Zahnkranz **55**. Er treibt das Zahnrad **56** an, das ein weiteres Hilfsgetriebe **57** antreibt. Dieses Getriebe — ein mechanisches oder ein Flüssigkeitsgetriebe — kann zum Antrieb eines weiteren Gerätes benutzt werden.

Der mechanische Teil des Getriebes wirkt so, daß das Gehäuse **20** und das Hilfsaggregat **57** von dem Antriebsaggregat dauernd in Umlauf gehalten werden. Erst wenn die Kupplung betätigt wird, beginnt das Pumpenrad **B-1** mitzulaufen. Sobald also ausgetaktet ist, belastet das Trägheitsmoment des umlaufenden Gehäuses und des schweren Teiles der Kupplung, nämlich der Betätigungsstange, mit den Lamellen, die Antriebsseite nicht mehr. Diese wird mit dem verhältnismäßig leichten Pumpenrad also ohne schweres Bremsen entsprechend schnell ihre Drehzahl vermindern.

Zur hydraulischen Steuerung dieses Getriebes dient die in Fig. 2 und 3 schematisch gezeichnete Steuerschaltung. Da sie die einzelnen Getriebeteile nicht nur einzeln in Tätigkeit treten läßt, sondern auch in ihrer Wirkung sich gegenseitig automatisch beeinflussen läßt, ist diese Steuerschaltung ein integraler Bestandteil des Getriebes.

Aus einer Wanne **65** fördert eine Pumpe **60**, die beispielsweise eine Zahnradpumpe sein kann, in die Druckleitung **66**. Diese führt zur Regulierventilanordnung **92**, die beispielsweise in bekannter Weise aus einer Regelventilkaskade bestehen kann. Sie dient zur wahlweisen Einstellung von Druckstufen für den Wandler einerseits, für die Trennkupplung andererseits. Der Rückfluß zur Wanne erfolgt über Leitung **94**. Über Leitung **93** wird Hydraulikflüssigkeit mit einem bestimmten Druck zum Wandler **35** geleitet. Nachdem sie dort ihre Arbeit geleistet hat, fließt sie über einen Kühler **91** zur Wanne **65** zurück.

Ein zweiter Flüssigkeitsstrom mit einem anderen, in der Regulierventilanordnung **92** eingestellten Druck fließt über Leitung **92** zum handbetätigten Abflußdrosselventil **61**. Dieses trägt einen Schieber **61** mit zwei Stegen **63** und **64**. In der gezeichneten Stellung ist die an die Druckleitung angeschlossene Ringnut **60** mit der Ringnut **65** verbunden, so daß die Leitung **62** unter vollen Druck gesetzt wird. Beim Verschieben des Schiebers nach links wird schrittweise der Flüssigkeitsstrom von der Druckleitung **62** in die an die Ringnut **63** angeschlossene Rückleitung zur Wanne **65** abgelenkt und dadurch der Druck in der Druckleitung **62** stufenlos vermindert.

Die Druckleitung **62** führt zum automatischen Steuerventil **63**, **72**. Dieses trägt einen Schieber mit drei Stegen **69**, **70** und **71**. Eine Schraubenfeder **77**, die sich an den Steuerkolbenflächen **77 a** und **77 b** gegen die Ventilwandung einerseits, gegen den Schieber andererseits, abstützt, versucht den Schieber nach rechts zu drücken.

Der in der Leitung **62** entstehende Druck wird

über die Ringnut 72 a in das Ventilinnere gebracht. Die Flüssigkeit strömt durch Nuten 78 des Steges 70 in die Kammer 76 am Ende des Zylinders. Die Kolbenfläche 70 b ist größer als die Gegenfläche auf der anderen Seite des Steges 70, daher wird bei gleichem Flüssigkeitsdruck auf beiden Seiten eine Kraft ausgeübt, die den Schieber gegen den Druck der Feder 77 nach links schiebt. Dabei sind die Nuten 78 so bemessen, daß der Vorgang sich mit einer gewissen Verzögerung vollzieht.

Mit der Bewegung des Steges 70 nach links wird die direkte Verbindung zum Druckrohr 62 abgesperrt. Es verbleibt eine gedrosselte Verbindung über die Nuten 78 dieses Steges. Der Raum zwischen Steg 70 und Steg 69 stellt aber über Ringnut 73 a die Verbindung zur Leitung 96 dar. Über diese Leitung wird in der Ringkammer 43 der Kupplungskolben 44 betätigt. Wird also das von Hand betätigtes Abflußdrosselventil 61 geschaltet, so folgt der Steuerkolben zunächst ohne Verzögerung der Stellung des Handventils. Dann setzt aber allmählich die Verzögerung ein, womit die Kupplung beginnt, dem Handventil nur noch träge zu folgen.

In diesem Augenblick steht aber auch der Wandler 25 unter Druck. Eine Abzweigleitung 79 überträgt diesen Druck auf die linke federbelastete Seite des Schiebers des automatischen Steuerventils 63. Die Ringnut 73 a hat eine schräge Steuerkante 73 b. Die Rückwirkung des Kolbens drosselt daher allmählich den auf den Kolben 43 ausgeübten Druck, so daß die Kupplung anfängt, zu rutschen, wenn im Wandler ein zu hoher Druck entsteht. Wenn insbesondere das dem Wandler entnommene Drehmoment schlagartig steigt, beispielsweise weil ein durch ihn angetriebenes Fahrzeug gegen ein plötzliches Hindernis stößt, so wird über das Ventil 63 automatisch die Kupplung geöffnet, so daß auf das Antriebsaggregat keine schädliche Wirkung ausgeübt wird.

Die Regelmöglichkeit der Kupplung durch das Handventil 61 hat den Vorteil, daß bei Benutzung des direkt mit dem Antrieb verbundenen Hilfsganges 57 das auf dieses ausgeübte Teildrehmoment nach Wunsch dadurch gesteigert werden kann, daß das dem Drehmomentwandler entnommene Drehmoment auf den Hauptantrieb verringert wird. Ist das Getriebe 57 beispielsweise eine Hydraulikpumpe, mit der die Erdschaufel eines Traktors betätigt wird, dessen Antrieb an den Drehmomentwandler angekuppelt ist, so kann das beim Anheben der gefüllten Schaufel notwendige vergrößerte Drehmoment auf diese Weise aus dem Getriebe gewonnen werden.

Bei der Betätigung der Trennkupplung wird die Ringfläche des Ringkolbens 43 beaufschlagt. Sie ist größer als die Ringfläche, die dauernd unter dem Druck der Hydraulikflüssigkeit im Wandler steht. Der hier ausgeübte Gegendruck hat also nur eine geringe Auswirkung auf den Einkupplungsvorgang. Vielmehr hängt dieser nahezu ausschließlich von dem äußeren Hydraulikkreis ab. Der Druck aus dem Wandler reicht aber aus, die Kupplung zu lösen,

wenn die Leitung 96 drucklos gemacht wird. Rückzugfedern oder sonstige Vorrichtungen zum Lösen der Kupplung sind daher nicht notwendig.

Andererseits bewirkt die Tatsache, daß die Kupplungslamellen dauernd von der Flüssigkeit im Wandler umspült werden, daß diese in optimaler Weise geschmiert und gekühlt werden.

Patentansprüche:

1. Hydrodynamischer Drehmomentenwandler mit einer dem Wandler vorgeschalteten, von einem Stellkolben betätigten Lamellen-Reibungskupplung, deren Stelldruck mittels eines in der Stelldruckleitung angeordneten Abflußdrosselventils einstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß in bekannter Weise die Reibungskupplung (C) zwischen dem den Wandler umgebenden Umlaufgehäuse (20) und dem abtriebsseitig angeordneten Pumpenrad (B-1) nahe der Drehachse angeordnet ist, so daß bei geöffneter Kupplung die Getriebeteile mit großem Trägheitsmoment von der Getriebeausgangswelle abgetrennt sind, wobei in der Stelldruckleitung (96) zum Drosseln des Stelldrucks zwischen dem einstellbaren Abflußdrosselventil (61) und dem Stellkolben (44) der Reibungskupplung ein automatisches Steuerventil (63, 72) mit einem Steuerkolben (68) vorgesehen ist, dessen Lage bestimmt ist vom Gleichgewicht zwischen einer dem Kupplungsstelldruck proportionalen, an der einen Steuerkolbenfläche (70 b) wirkenden Kraft und einer dem statischen Wandlerdruck proportionalen, an der Gegensteuerkolbenfläche (71 a) wirkenden Kraft, die von der Kraft einer Feder (77) unterstützt wird.

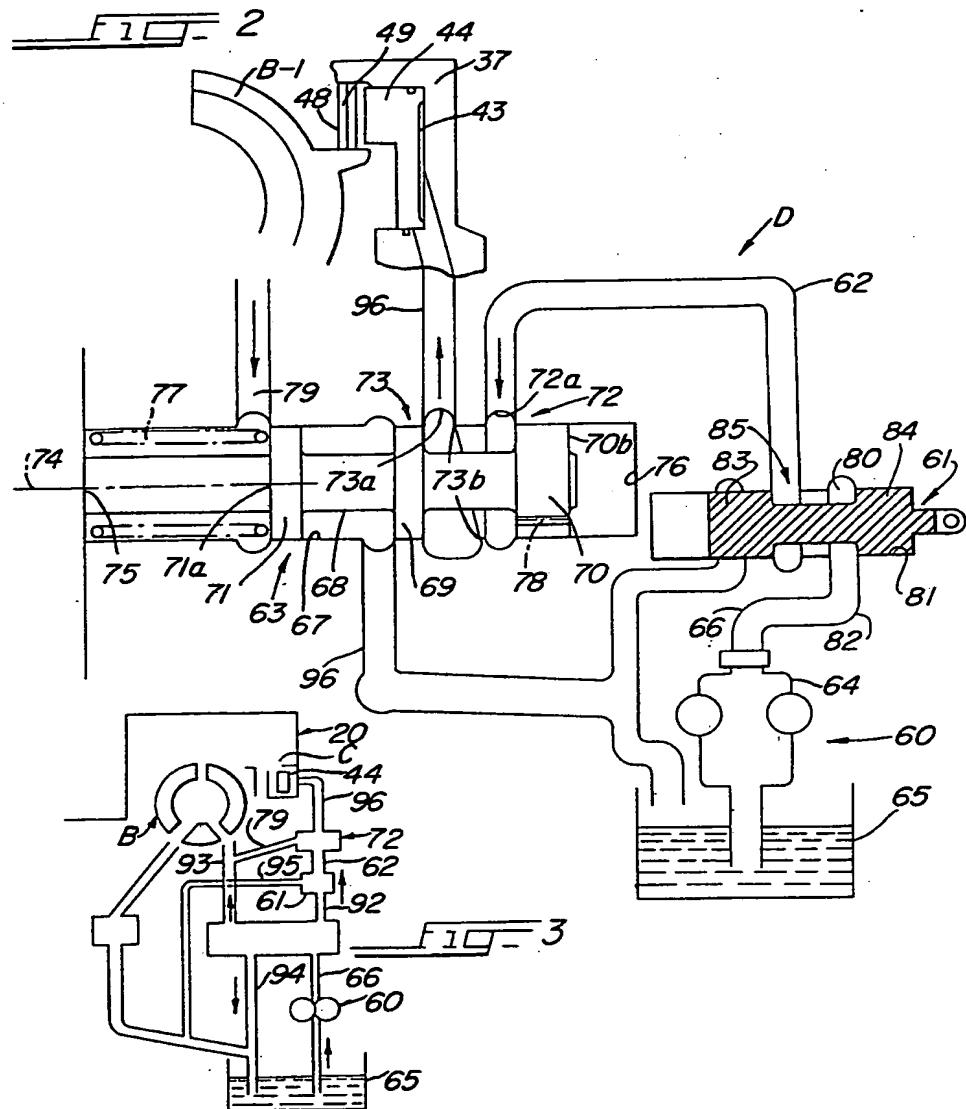
2. Hydrodynamischer Drehmomentenwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckaufbau an der Steuerkolbenfläche (70 b) verzögert über eine Bohrung (78) des Kolbenteiles (70) des Steuerkolbens (68) erfolgt.

3. Hydrodynamischer Drehmomentenwandler nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuernut (73 a), die im automatischen Steuerventil (63) am Einlaß der zum Stellkolben führenden Stelldruckleitung (96) angeordnet ist, eine in bezug auf die Steuerkanten des Steuerkolbens (68) schräg verlaufende Steuerkante (73 b) aufweist.

4. Hydrodynamischer Drehmomentenwandler nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellkolben (44) der Reibungskupplung auf seiner Längsseite vom statischen Druck des Wandlers beaufschlagt ist.

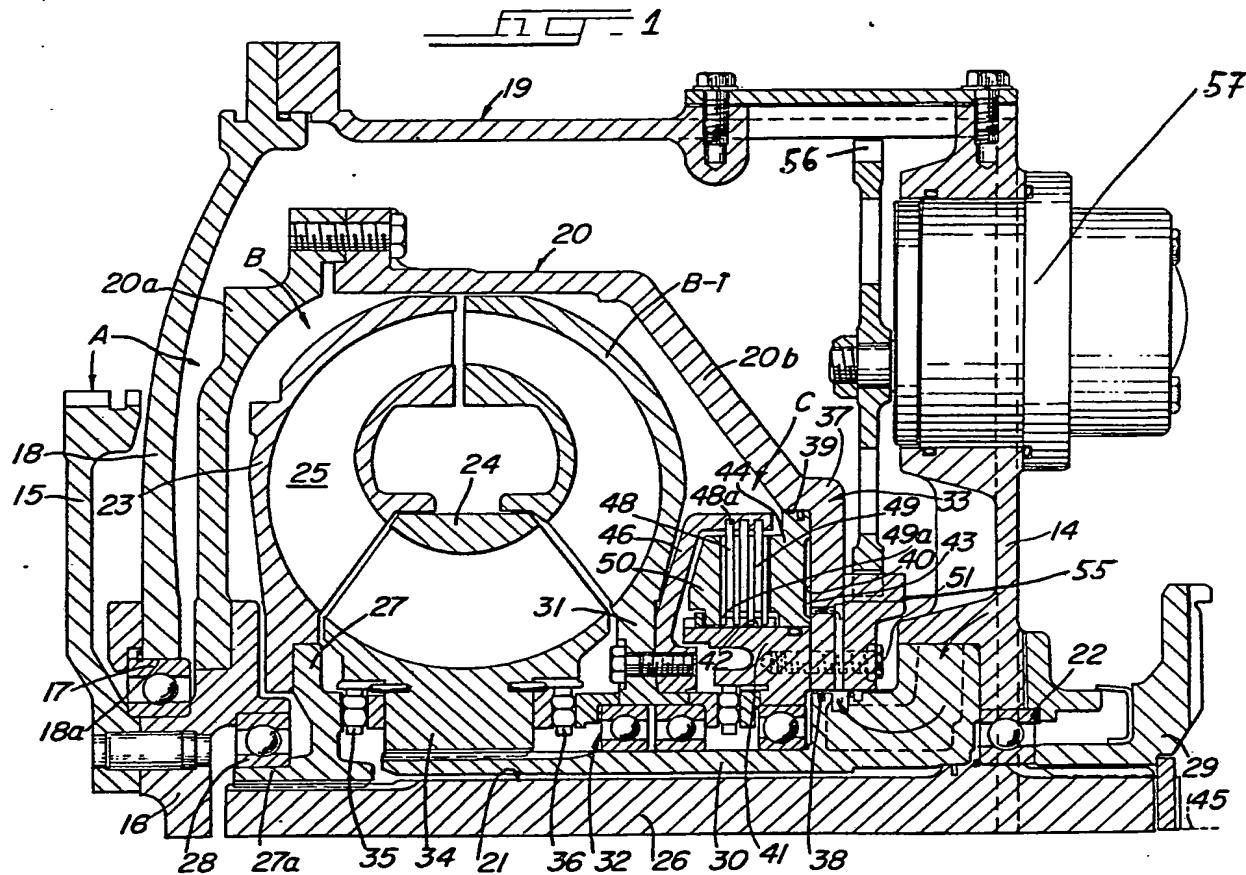
5. Hydrodynamischer Drehmomentenwandler nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die vom Antriebsaggregat abgegebene Leistung in an sich bekannter Weise auf zwei Abtrieseinrichtungen (26 bzw. 57) aufgeteilt wird, wobei die automatische Steuerung des Stelldruckes für die Reibungskupplung selbsttätig diese Aufteilung vornimmt.

Nummer: 1 625 009
 Int. Cl.: F 16 h, 45/00
 Deutsche Kl.: 47 h, 45/00
 Auslegetag: 27. Mai 1971



COPY

Nummer: 1 625 009
Int. Cl.: F 16 h, 45/00
Deutsche Kl.: 47 h, 45/00
Auslegetag: 27. Mai 1971



COPY